

DAMPFKRAFTANLAGE

Patent number: DE3042782
Publication date: 1982-06-09
Inventor: WIESER RUDOLF DR (DE)
Applicant: WIESER DR RUDOLF
Classification:
- **international:** F01K7/42
- **European:** F01K7/42
Application number: DE19803042782 19801113
Priority number(s): DE19803042782 19801113

Abstract not available for DE3042782

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

⑩ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift
⑪ DE 3042782 A1

⑬ Int. Cl. 3:
F01K 7/42

⑭ Anmelder
Wieser, Rudolf, Dr., 6800 Mannheim, DE

P 30 42 782.8
13. 11. 80
9. 6. 82

Behördeneigentum

⑮ Zusatz in: P 31 10 364.2
⑯ Erfinder:
gleich Anmelder

⑭ Dampfkraftanlage

DE 3042782 A1

COPY

BUNDESDRUCKEREI BERLIN 04 82 230 023/350

7/60

Patentansprüche

1. Dampfkraftanlage mit Speisewasserentnahmeverwärzung, Überhitzung des Hochdruckdampfes, Kondensation des Abdampfes und gegebenenfalls einer oder mehreren Zwischenüberhitzungen, dadurch gekennzeichnet, daß im Bereich des expandierenden Arbeitsdampfes d.h. im Bereich der Dampfturbine (4) wenigstens ein Rekuperator (9) angeordnet ist, der im Betrieb die Überhitzung des teilentspannten Arbeitsdampfes vor dessen Restexpansion reduziert und vom Speisewasser als wärmeaufnehmenden Medium durchströmt ist.
2. Dampfkraftanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß während des Betriebes im bzw. in den Rekuperator(en) (9) bei Nennlast der Dampfdruck zwischen 3 und 20 bar, vorzugsweise aber etwa 5 - 10 bar beträgt.
3. Dampfkraftanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der bzw. die Rekuperator(en) (9) dampfseitig zwischen dem (letzten) Mitteldruckgehäuse (4b) der Dampfturbine (4) und deren Niederdruckgehäuse(n) (4c) angeordnet ist bzw. sind, wobei die Dampfturbinenanlage gegebenenfalls auch als Zweiwellensatz ausgebildet ist.
4. Dampfkraftanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß hinter dem bzw. den Rekuperator(en) (9) dampfseitig wenigstens ein Schnellschlußorgan (10) angeordnet ist.
5. Dampfkraftanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der bzw. die Rekuperator(en) (9) speisewasserseitig parallel zu wenigstens einem, vorzugsweise aber zu allen entnahmeseitig

BAD ORIGINAL

COPY

13.11.80
2

3042782

Dampfentthitzern (26, 27, 28, 29) geschaltet ist bzw. sind.

6. Dampfkraftanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß im Betrieb bei Nennlast die Speisewasservorwärmendtemperatur (Eintrittstemperatur des Speisewassers in den Dampferzeuger 1) wenigstens 330°C beträgt.

7. Dampfkraftanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß im Betrieb bei Nennlast die (Speisewasser-)Vorwärmendtemperatur über der kritischen Temperatur des Wassers von 374°C liegt.

8. Dampfkraftanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Dampftemperatur am Austritt des Rekuperators (9) bzw. der Rekuperatoren bei Nennlast $250 - 500^{\circ}\text{C}$ beträgt.

9. Dampfkraftanlage nach Anspruch 1 und 7, dadurch gekennzeichnet, daß der bzw. die Dampferzeuger (1) bei Nennlast nur noch als Hochdrucküberhitzer (2) des Dampfes wirkt bzw. wirken.

10. Dampfkraftanlage nach Anspruch 1 für die Verbrennung konventioneller Brennstoffe, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorwärmtemperatur der Verbrennungsluft des Dampferzeugers (1) bzw. der Dampferzeuger bei Nennlast wenigstens 350°C beträgt.

11. Dampfkraftanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß anstelle von Wasser in an sich bekannter Weise ein anderes (chemisches) Arbeitsmedium verwendet ist.

12. Dampfkraftanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der bzw. die Rekuperator(en) (9) speisewasserseitig wenigstens einem, vorzugsweise aber allen Hochdruck-Speisewasservorwärmern (22, 23, 24, 25) nachgeschaltet ist bzw. sind. ---

BAD ORIGINAL

13.11.80
3

3042782

Dampfkraftanlage.

Bisher wurden bei Dampfkraftanlagen zur Steigerung des thermischen Wirkungsgrades hohe Dampfdrücke, Kondensation bei Vakuum, Überhitzung des Frischdampfes, Zwischenüberhitzung und Speisewasserentnahmeverwärzung mittels Turbinenanzapfdampf usw. angewendet. Moderne konventionelle Dampfblöcke erreichen hierdurch thermische Wirkungsgrade zwischen 42 und 45 %. (Dampferzeugerwirkungsgrade mit berücksichtigt.)

Zur weiteren Steigerung des thermischen Wirkungsgrades bei Dampfkraftanlagen wird eine solche mit Speisewasserentnahmeverwärzung, Überhitzung des Hochdruckdampfes, Kondensation des Abdampfes bei Vakuum und gegebenenfalls einer oder mehreren Zwischenüberhitzungen vorgeschlagen, die erfindungsgemäß dadurch gekennzeichnet ist, daß im Bereich des expandierenden Arbeitsdampfes, d.h. im Bereich der Dampfturbine wenigstens ein Kondensator angeordnet ist, der im Betrieb die Überhitzung des teilentspannten Arbeitsdampfes vor dessen Restexpansion reduziert und vom Speisewasser als wärmeaufnehmenden Medium durchströmt ist. (Teilweise Enthitzung des Arbeitsdampfes).

Durch diese Maßnahme ist es möglich, die Speisewasser-vorwärmtemperatur beachtlich über die derzeit üblichen maximalen Werte zu steigern (die bisher angewendete höchste Speisewasser-vorwärmtemperatur beträgt 310°C) und in weiterer Folge die primären Wärmemengen des Dampfprozesses bei höheren (mittleren) Temperaturen zuzuführen, was - nach dem 2. Hauptsatz der Wärmelehre - den thermischen Wirkungsgrad verbessert.

BAD ORIGINAL

13.1.80
4

3042782

Bei Betrieb während des Nennlastbetriebes der Dampfdruck im bzw. in den Rekuperator(en) zwischen 3 und 20 bar, vorzugsweise aber etwa 5 - 10 bar.

Der bzw. die Rekuperator(en) ist bzw. sind dampfseitig zwischen dem (letzten) Mitteldruckgehäuse der Dampfturbine und deren Niederdruckgehäuse(n) angeordnet, wobei die Dampfturbinenanlage gegebenenfalls auch als Zweiwellensatz ausgebildet ist.

Um bei Turbinenschnellschluß eine unzulässig hohe Überzahl zu vermeiden, ist dampfseitig hinter dem bzw. den Rekuperator(en) wenigstens ein Schnellschlußorgan angeordnet.

Zur Erreichung einer möglichst hohen Speisewasservorwärmtemperatur ist bzw. sind der bzw. die Rekuperator(en) speisewasserseitig parallel zu wenigstens einem, vorzugsweise aber zu allen entnahmeseitigen Dampfenthitzern geschaltet.

Dabei beträgt im Betrieb bei Nennlast die Speisewasser-vorwärmendtemperatur (= Speisewassereintrittstemperatur in den Dampferzeuger) wenigstens 330°C , vorzugsweise liegt sie aber nahe unter oder über der kritischen Temperatur des Wassers von 374°C .

Die Dampftemperatur am Austritt des Rekuperators bzw. der Rekuperatoren beträgt bei Nennlast $250 - 500^{\circ}\text{C}$.

Wird durch die rekuperative Speisewasservorwärmung die kritische Temperatur des Wassers von 374°C erreicht bzw. überschritten (d.h. das Speisewasser wird auf rekuperativem Wege zur Verdampfung gebracht), dann wirkt bzw. wirken nach einem weiteren Merkmal der Erfindung der Dampferzeuger bzw. die Dampferzeuger bei Nennlast nur noch als Hochdrucküberhitzer.

BAD ORIGINAL

13.12.80
5

3042782

Dies bedingt, daß die Vorwärmtemperatur der Verbrennungsluft des Dampferzeugers bzw. der Dampferzeuger wenigstens 750°C . vorzugsweise aber ca. 400°C betragen muß.

Anstelle von Wasser kann für die vorgeschlagene neue Dampfkraftanlage in an sich bekannter Weise auch ein (chemisch) anderer Stoff als Arbeitsmedium verwendet werden.

Zur Erreichung einer hohen Speisewasservorwärmtemperatur ist weiters der Rekuperatur bzw. sind die Rekuperatoren speisewasserseitig den Hochdruckvorwärmern - wenigstens teilweise - nachgeschaltet.

BAD. ORIGINAL

13.12.80
6

3042782

In den Zeichnungen sind eine Ausführungsform der neuen Dampfkraftanlage als Schaltung und zwei Temperatur-Entropie-Diagramme für Wasser dargestellt.

Es zeigt:

Fig. 1 das Schaltschema der neuen Dampfkraftanlage mit teilweiser Enthitzung des Arbeitsdampfes und mit einfacher Zwischenüberhitzung.

Fig. 2 das Temperatur-Entropie-Diagramm der in Fig. 1 schaltungsmäßig dargestellten Dampfkraftanlage.

Fig. 3 das Temperatur-Entropie-Diagramm der neuen Dampfkraftanlage mit teilweiser Enthitzung des Arbeitsdampfes und zweifacher Zwischenüberhitzung.

Bei der in Fig. 1 schaltungsmäßig dargestellten neuen Dampfkraftanlage strömt der Hochdruckdampf vom Dampferzeuger 1 über den Hochdrucküberhitzer 2 und die Frischdampfleitung 3 zum Hochdruckgehäuse 4a der Dampfturbine 4.

Nach teilweiser Entspannung des Dampfes im Hochdruckturbinegehäuse 4a strömt der Dampf über die "kalte" Zwischenüberhitzerleitung 5 zum Zwischenüberhitzer 6 und von diesem über die "heiße" Zwischenüberhitzerleitung 7 zum Mitteldruckgehäuse 4b der Dampfturbine 4, wo - bei Nennlast - eine weitere Entspannung bis auf ca. 7 bar erfolgt.

In der dampfseitigen Verbindungsleitung 8 zwischen Mitteldruckgehäuse 4b und Niederdruckgehäuse 4c der Dampfturbine 4 ist ein Rekuperator 9 angeordnet, in dem die Überhitzung des

BAD ORIGINAL

13.12.80
7

3042782

Arbeitsdampfes teilweise reduziert und diese Überhitzung muss an das Speisewasser abgegeben wird. (Teilweise Enthitzung des Arbeitsdampfes.)

Hinter dem Rekuperator 9 befindet sich dampfseitig ein Schnellschlußorgan 10, das im Falle des Turbinenschlusses schließt.

Aus dem Niederdruckgehäuse 4c der Dampfturbine 4 strömt deren Abdampf über die beiden Abdampfleitungen 11 in den Kondensator 12 wo er niedergeschlagen wird.

Aus dem Kondensator 12 wird das Kondensat durch die Kondensatpumpe 13 und die drei Niederdruck-Entnahmeverwärmer 14, 15, 16 über die Kondensatleitung 17 in den Speisewasserbehälter 18 gefördert.

Die beiden Speisepumpen 19, 20 fördern das Speisewasser vom Speisewasserbehälter 18 zunächst über die Speiseleitung 21 über die vier Hochdruck-Entnahmeverwärmer 22, 23, 24, 25 und dann durch die vier entnahmeseitigen Dampfenthitzer 26, 27, 28, 29 und den Rekuperator 9 zurück in den Dampferzeuger 1. Dabei sind die vier entnahmeseitigen Dampfenthitzer 26, 27, 28, 29 und der Rekuperator 9 speisewasserseitig parallel zueinander geschaltet.

Die Entnahmedampfleitungen 30, 31, 32 und 33 führen Entnahmedampf aus der Dampfturbine 4 zu den Niederdruck-Vorwärmern 14, 15 und 16 sowie zum Speisewasserbehälter 18. Die Entnahmleitungen 34, 35, 36 und 37 führen Entnahmedampf von der Dampfturbine 4 über die entnahmeseitigen Dampfenthitzer 29, 28, 27 und 26 zu den Speisewasservorwärmern 22, 23, 24 und 25.

Hochdruck-

BAD ORIGINAL

10.12.60

3042782

Die Dampfturbine 4 treibt den elektrischen Generator 38.

In Fig. 2 ist das Temperatur-Entropie-Diagramm der in Fig. 1 dargestellten neuen Dampfkraftanlage gezeichnet.

Der Hochdruck-Dampf expandiert im Hochdruck-Turbinengehäuse 4a von 260 bar und 700°C auf 40 bar und nach Zwischenüberhitzung auf wiederum 700°C expandiert der Arbeitsdampf im Mitteldruck-Turbinengehäuse 4b auf 7 bar und 410°C . Im Rekuperator 9 erfolgt die Reduktion der Dampftemperatur von 410°C auf 300°C . Anschließend erfolgt die Restexpansion im Niederdruck-Turbinengehäuse 4c auf Kondensatordruck (Vakuum). Die regenerative Vorwärmung des Speisewassers beträgt 350°C . (Speisewassereintrittstemperatur in den Dampferzeuger 1.)

In Fig. 3 ist das Temperatur-Entropie-Diagramm einer neuen Dampfkraftanlage mit teilweiser Enthitzung des Arbeitsdampfes und mit zweifacher Zwischenüberhitzung dargestellt.

Die Dampfturbine eines solchen Dampfprozesses hat außer einem Hochdruck- und einem Niederdruckgehäuse ein Mitteldruckgehäuse 1 und ein Mitteldruckgehäuse 2.

Der Hochdruck-Dampf expandiert von 260 bar und 700°C auf 80 bar, und nach der ersten Zwischenüberhitzung (ZÜ I) auf wiederum 700°C expandiert der Arbeitsdampf im Mitteldruck-Turbinengehäuse 1 auf 22 bar. Nach der zweiten Zwischenüberhitzung (ZÜ II) auf nochmals 700°C expandiert der Dampf im Mitteldruck-Turbinengehäuse 2 auf 7 bar und 470°C . Im Rekuperator 9 erfolgt die Reduktion der Dampftemperatur von 470°C auf 300°C (teilweise Enthitzung des Arbeitsdampfes). Anschließend erfolgt die

BAD ORIGINAL

10.11.80
9

3042782

Restexpansion des Dampfes im Niederdruck-Turbinengehäuse 4c auf Kondensatordruck. Die regenerative Vorwärmung des Seewassers erfolgt bis über die kritische Temperatur des Wärkers von 374°C auf 390°C .

Der in Fig. 3 dargestellte Dampfprozeß hat einen noch höheren thermischen Wirkungsgrad als der in Fig. 2 dargestellte, weil die Zufuhr der primären Wärme bei höheren mittleren Temperaturen erfolgt.

BAD ORIGINAL

~~-10-~~
Leerseite

10.11.80
3042782

Nummer:
Int. Cl. 3:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:
3042782
F01K 7/42
13. November 1980
9. Juni 1982

-13-

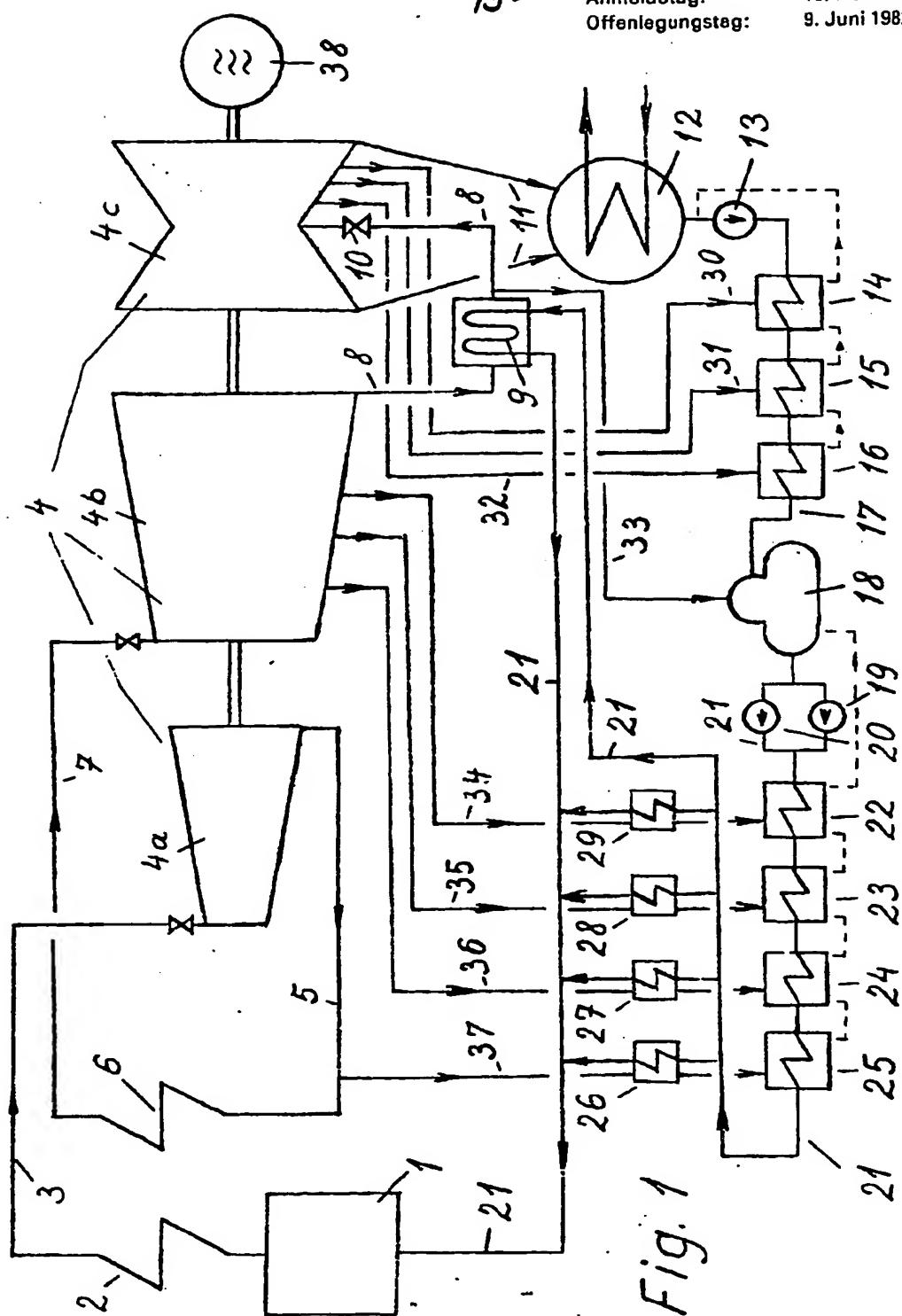


Fig. 1

ORIGINAL INSPECTED

13.11.80

3042782

-11-

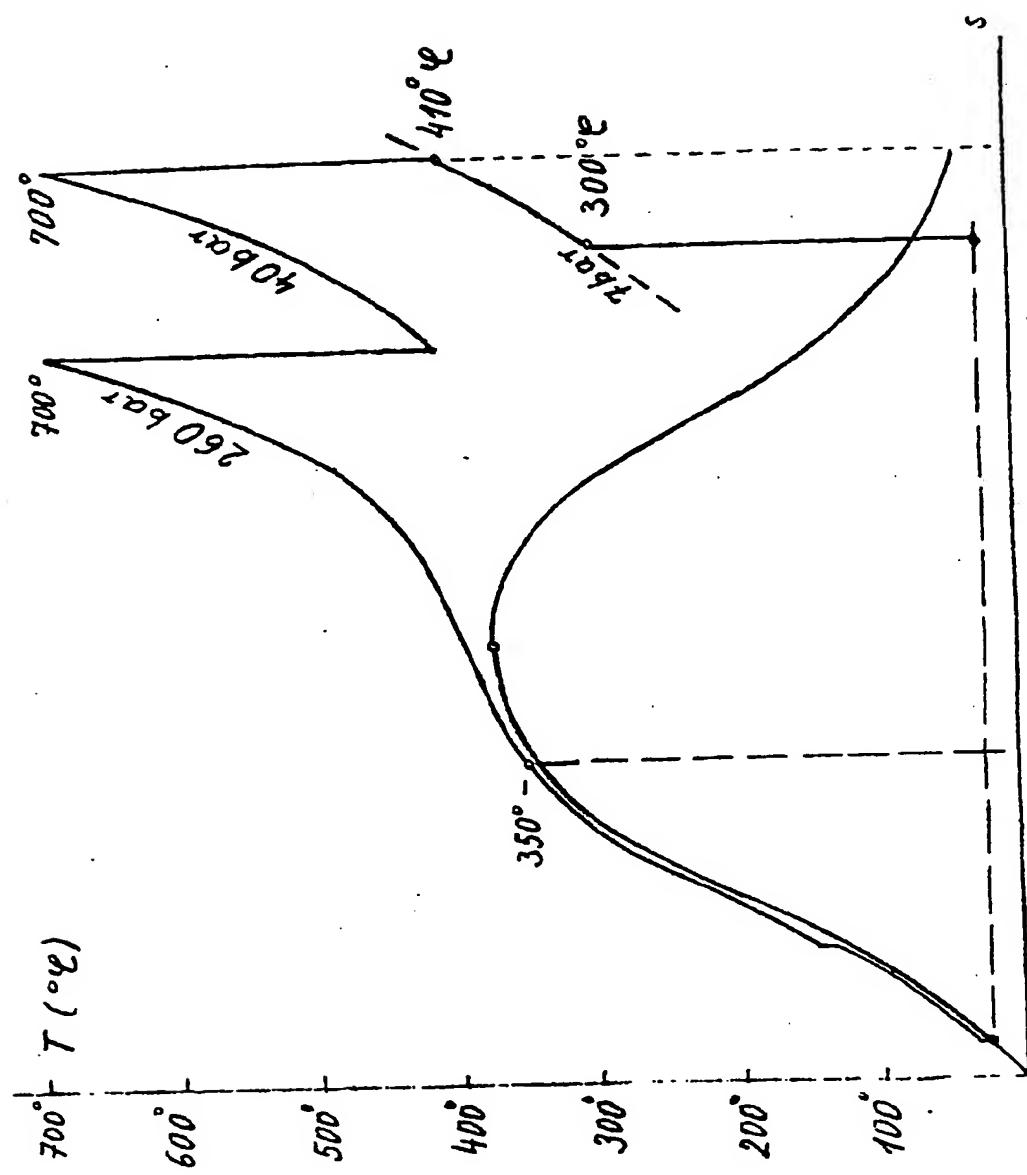


Fig. 2

13.11.80

3042782

-12-

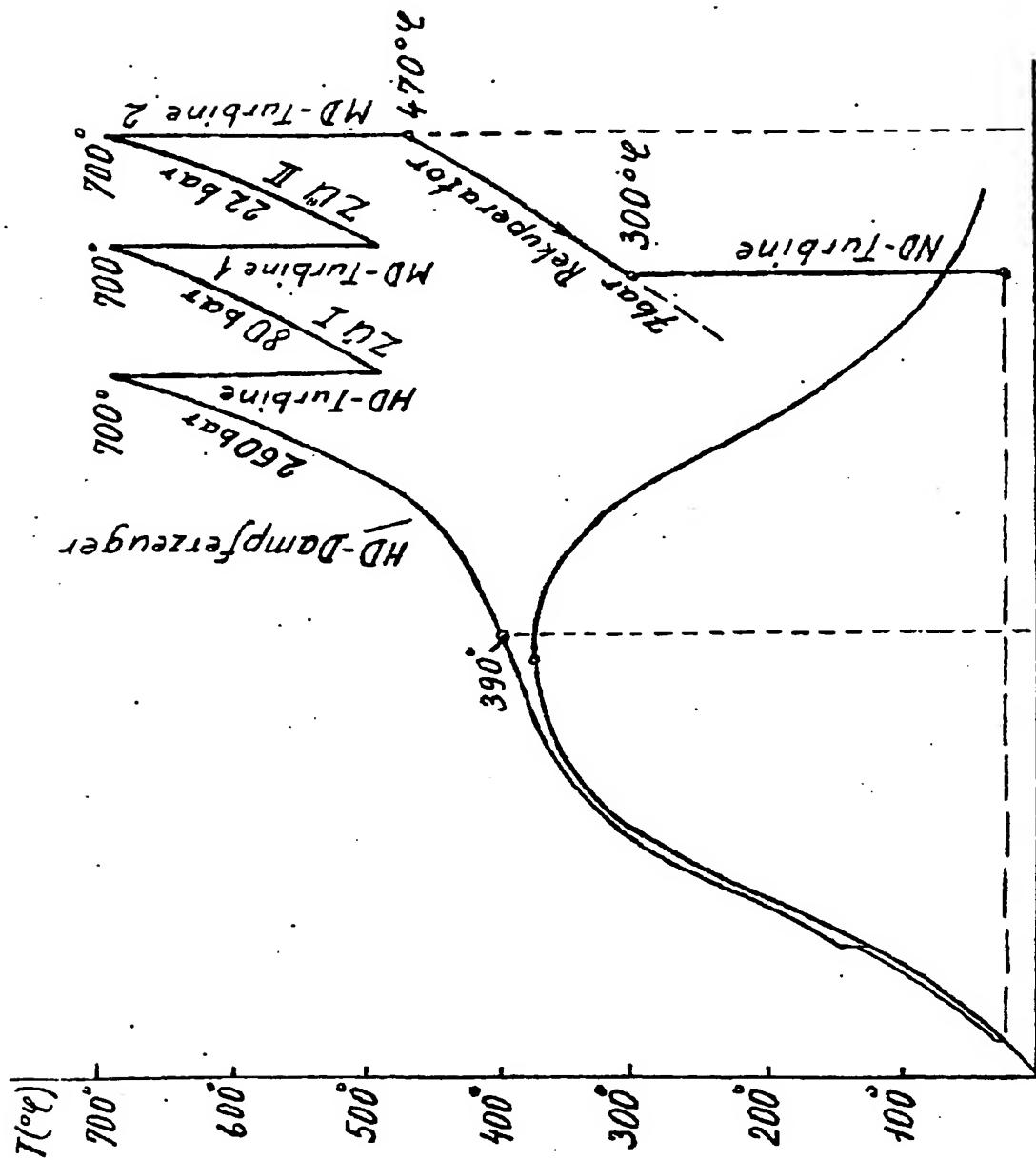


Fig. 3